

⑫ 公開特許公報(A) 平1-111568

⑪ Int. Cl.⁴B 62 D 5/24
5/09
7/14

識別記号

庁内整理番号

8609-3D
Z-8609-3D
A-8009-3D

⑬ 公開 平成1年(1989)4月28日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全10頁)

⑭ 発明の名称 四輪操舵装置

⑮ 特 願 昭62-269993

⑯ 出 願 昭62(1987)10月26日

⑰ 発 明 者 平 山 弘 岐阜県可児市土田2548 カヤバ工業株式会社岐阜北工場内
 ⑱ 出 願 人 カヤバ工業株式会社 東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易センタービル
 ⑲ 代 理 人 弁理士 嶋 宣 之

明 細 書

1 発明の名称

四輪操舵装置

2 特許請求の範囲

ハンドルに連係した入力軸と、この入力軸に
 トーションバーを介して連結したウォーム軸と、
 上記入力軸の回転に応じて切り換わるロータリバ
 ルブと、このロータリバルブの切り換えに応じて
 動作する前輪用シリンダとを備え、しかも、上記
 ハンドル操作に関連して、後輪操舵機構を動作さ
 せる四輪操舵装置において、上記ロータリバルブ
 の下流側ポートを前輪用シリンダの一方の室に連
 通し、他方の下流側ポートを第1位相切換弁の一
 方の上流側ポートに連通するとともに、この第1
 位相切換弁の他方の上流側ポートを前輪用シリ
 ンダの他方の圧力室に連通する一方、上記ウォ
 ーム軸の先端を減速機構に連係するとともに、この減
 速機構とトロコイドギヤ機構のインナーロータと
 を、上記減速機構に設けた伝達軸を介して連結
 し、かつ、このトロコイドギヤ機構のアウター

ロータを固定するとともに、上記インナーロータ
 には出力軸を固定し、この出力軸であって、イン
 ナーロータの中心又は偏心位置に、後輪用制御弁
 のスプールに連係したコネクティングロッドを連
 結し、上記インナーロータの回転にともなって移
 動するコネクティングロッドの連結点の回動軌跡
 に応じて上記後輪用制御弁を切り換える構成に
 し、この後輪用制御弁の下流側ポートをサーボシ
 リンダの一方の圧力室に連通し、他方の下流側
 ポートを第2位相切換弁の上流側ポートに接続
 し、しかも、上記第1位相切換弁は、その下流側
 ポートを後輪用シリンダに連通するとともに、こ
 の第1位相切換弁には同相モード位置と逆相モ
 ード位置とを形成し、上記第2位相切換弁は、そ
 の上流側ポートと下流側ポートとの連通を遮断す
 る位置とそれらを連通させる位置とを保持させた四
 輪操舵装置。

(従来の技術)

前後輪を転舵する四輪操舵装置として、例え
 ば、特開昭61-211168号公報に記載されたものが

従来から知られているが、それを本願の第8、9図として明らかにしている。

この第8、9図に示した従来の装置は、ハンドル1を回すと、それに連係した入力軸2も回転するが、この入力軸2の先端にはビニオン3を形成し、当該ビニオン3をラック4にかみ合わせている。このラック4は前輪用パワーシリンダ5のピストンロッドに連係し、したがって、前輪用パワーシリンダ5が動作すれば、このラック4も移動するとともに、前輪6が転舵されるようにしている。

上記のようにした入力軸2は、水平方向に揺動自在とするとともに、それに前輪用制御弁7及び後輪用制御弁8の揺動レバー9、10を串刺し状にしている。この揺動レバー9、10は、その一端を支点11、12とするとともに、その他端を当該制御弁7、8のスプール13、14に挿通している。

しかして、上記のようにハンドル1を回して入力軸2を回転すると、この入力軸2に形成したビニオン3も回転するが、このときの換向抵抗の作

用で、ラック4が移動しないので、ビニオン3の方が転舵する。

ビニオン3がラック4上を転舵すると、入力軸2が揺動し、上記揺動レバー9、10を揺動させる。したがって、前輪用制御弁7及び後輪用制御弁8のスプール13、14が、揺動レバー9、10の揺動方向に切り換わる。

前輪用制御弁7のスプール13が切り換わると、前輪用ポンプP₁の吐出流体が前輪用パワーシリンダ5の一方の室に供給され、他方の室の流体がタンクTに流されるので、当該前輪用パワーシリンダ5が動作し、前輪6を所定の方向に転舵する。

また、上記後輪用制御弁8は、通路15、16を介して後輪用シリンダ17、18に連通しているが、上記のようにスプール14が所定の方向に移動すると、いずれか一方の後輪用シリンダ17あるいは18に後輪用ポンプP₂の吐出流体が供給されて伸長し、他方の後輪用シリンダ18あるいは17の流体がタンクTに戻されて収縮する。

このような両後輪用シリンダ17、18が伸縮動作をすると、サスペンションメンバー19に回動力が作用するので、当該サスペンションメンバー19が、マウントブッシュ20あるいは21を圧縮させつつ回動する。サスペンションメンバー19が上記のように回動すれば、それに応じて後輪22が転舵されるものである。

(本発明が解決しようとする問題点)

上記のようにした従来の装置では、前輪用制御弁7及び後輪用制御弁8の揺動レバー9、10は、一の入力軸2に串刺し状にしているので、両制御弁7、8のスプール13、14の切り換え方向が常に同じになる。

したがって、このままでは前後輪の操舵モードをハンドルの操舵角に応じて同相にしたりあるいは逆相にしたりできない。つまり、走行条件等に応じて、その操舵モードを連続的に切り換えることができない。

そこで、操舵モードを連続的に切り換えるために、上記後輪用制御弁8と後輪用シリンダ17、18

との間に、電磁弁等を設けることも考えられるが、当該電磁弁の応答性等を考慮すると、それらの切り換え精度を十分に維持することが難しいという問題もあった。

また、上記以外の従来例として、例えば、特開昭58-97565号公報所載の発明があるが、この従来の発明は、前輪側の操舵力を、歯車等の機械的な伝達機構を介して、後輪に伝達するようにしているので、次のような問題を含んでいた。すなわち、機械的な伝達機構のために耐久性が乏しくなり、したがって、高負荷が作用するトラックに当該装置を使用できないという問題があった。また、歯車を利用して舵角を制御するようにしているので、その舵角範囲が狭く制限されるという問題もあった。

この発明の目的は、十分な精度を保ちながら、操舵モードを同相モードと逆相モードとに自由に切り換え可能にした装置を提供することである。

(問題点を解決する手段)

この発明は、ハンドルに連係した入力軸と、

この入力軸にトーションバーを介して連結したウォーム軸と、上記入力軸の回転に応じて切り換わるロータリバルブと、このロータリバルブの切り換えに応じて動作する前輪用シリンダとを備え、しかも、上記ハンドル操作に関連して、後輪操舵機構を動作させる四輪操舵装置を前提にするものである。

そして、上記の装置を前提にしつつ、この発明は、次の構成にした点に特徴を有する。

すなわち、ロータリバルブの下流側ポートを前輪用シリンダの一方の室に連通し、他方の下流側ポートを第1位相切換弁の一方の上流側ポートに連通するとともに、この第1位相切換弁の他方の上流側ポートを前輪用シリンダの他方の圧力室に連通している。そして、上記ウォーム軸の先端を減速機構に連係するとともに、この減速機構とトロコイドギヤ機構のインナーロータとを、上記減速機構に設けた伝達軸を介して連結する。かつ、このトロコイドギヤ機構のアウターロータを固定するとともに、上記インナーロータには出力軸を

固定する。そして、この出力軸であって、インナーロータの中心又は偏心位置に、後輪用制御弁のスプールに連係したコネクティングロッドを連結し、上記インナーロータの回転にともなって移動するコネクティングロッドの連結点の回動軌跡に応じて上記後輪用制御弁を切り換えるようにしている。また、この後輪用制御弁の下流側ポートをサーボシリンダの一方の圧力室に連通し、他方の下流側ポートを第2位相切換弁の上流側ポートに接続している。しかも、上記第1位相切換弁は、その下流側ポートを後輪用シリンダに連通するとともに、この第1位相切換弁には同相モード位置と逆相モード位置とを形成し、上記第2位相切換弁は、その上流側ポートと下流側ポートとの連通を遮断する位置とそれらを連通させる位置とを保持させている。

(本発明の作用)

この発明は、上記のように構成したので、トロコイドギヤ機構のインナーロータが回転すると、このインナーロータに連結したコネクティング

ロッドの連結部分が移動する。そして、ハンドルの操舵角が小さいときには、上記インナーロータの回転角度も小さくなる。このようにインナーロータの回転角度が小さいときには、上記コネクティングロッドの連結部分の変位量が、例えば正の方向に増大していく。しかし、ハンドルの操舵角が大きくなれば、上記インナーロータの回転角度も大きくなる。インナーロータの回転角度が大きいときには、コネクティングロッドの連結部分の上記変位方向が反転し、所定の時点から上記変位量が負の方向に増大する。

したがって、このインナーロータに連結したコネクティングロッドは、上記変位量が正方向に増大しているときと、負の方向に増大しているときとは、その移動方向を異にする。

このようにコネクティングロッドの移動方向の変化は、後輪用制御弁のスプールの切り換え方向の変化として現われる。後輪用制御弁のスプールの切り換え方向が変化すれば、後輪用シリンダへの圧力流体の供給方向も変化するので、それに

よって操舵モードを自動的に切り換えることができる。

また、第1位相切換弁を切り換えることによって前後輪を同相モードあるいは逆相モードで、しかも、それら前後輪をほぼ同一の操舵角で転舵することができる。

また、第2位相切換弁を切り換えることによって、ハンドルの操舵角が小さいときに前後輪を同相モードで転舵し、その操舵角を大きくしたとき前後輪を逆相モードで転舵することができる。

(本発明の効果)

この発明の四輪操舵装置によれば、第2操舵切換弁を切り換えれば、ハンドルの操舵角に応じて、後輪用制御弁の切り換え方向を制御できるので、操舵角が小さい中高速域では、前後輪を同相モードで転舵して、その操舵性を維持するとともに、操舵角が大きい低速域では、小回り性を向上させることができる。しかも、このような操舵モードの切り換えは、操舵角に応じて自動的にできるので、その精度も十分に維持される。

また、第1位相切換弁を切り換えることによって、前後輪を同一舵角で転舵でき、しかも、それらを同相又は逆相に切り換えられるので、狭路地等における小回り性を向上させるとともに、例えばカニ走行等も可能にするものである。

(本発明の実施例)

第1～7図に示したこの発明の実施例は、ギヤケース23の一端に、バルブケース24を設けるとともに、このバルブケース24には、入力軸25の回転に関連して切り換わるロータリバルブ26を内装している。そして、このロータリバルブ26の上流側ポート27、28のうちの一方のポート27を前輪用ポンプP₁に接続し、他方のポート28をタンクTに接続している。

また、上記入力軸25は、その一端をハンドル29に連係するとともに、他端は、トーションバー30を介してウォーム軸31に連結している。

上記ギヤケース23には、前輪用シリンダSのピストン32を揺動自在に内装し、このケース23内に圧力室33、34を区画するとともに、このピストン

32の中心部分には、上記ウォーム軸31を貫通させている。さらに、これらピストン32とウォーム軸31とをウォーム結合させ、ウォーム軸31が回転すれば、ピストン32が移動する一方、ピストン32が移動すればウォーム軸31が回転する構成にしている。

上記のようにした一方の圧力室33は、ロータリバルブ26の一方の下流側ポート35に接続し、他方の圧力室34は、第1位相切換弁36の一方の上流側ポート37に接続している。そして、この第1位相切換弁36の他方の上流側ポート38は、ロータリバルブ26の他方の下流側ポート39に接続している。

また、上記ピストン32にはギヤ40を形成し、このギヤ40にセクタギヤ41をかみ合わせている。このギヤ40にかみ合わせたセクタギヤ41は、ピストン32が往復動作することによって回転するとともに、その回転にともなって図示していないピットマンアームを回転し、前輪を転舵させるものである。

なお、上記ロータリバルブ26、ウォーム軸31及

びピストン32等が、前輪操舵装置の主要素を構成するものである。

上記バルブケース24とは反対側に設けたギヤケース23の外側には制御ケース42を設けるとともに、上記ウォーム軸31の先端を、この制御ケース42内に突出させている。そして、このウォーム軸31の突出端にはピニオン43を一体に形成しているが、このピニオン43は上記制御ケース42の内周に回転自在に設けた内接ギヤ44にかみ合わせている。そして、上記内接ギヤ44には、それと一体回転する出力軸45を連設するとともに、この出力軸45には伝達軸46の一端を連結している。この伝達軸46はその先端にギヤ47を形成するとともに、出力軸45との連結部のピン48を中心に揺動自在で、しかも、出力軸45と一体回転する構成にしている。

なお、上記ピニオン43、内接ギヤ44、出力軸45及び伝達軸46でこの発明の減速機構Tを構成するものである。

上記のようにした伝達軸46は、トロコイドギヤ

機構8に連係しているが、このトロコイドギヤ機構8は、アウターロータ49とインナーロータ50とを主要素とするものである。つまり、アウターロータ49はボルト51で制御ケース42に固定するとともに、その内周に形成した凹部52にロータ53を嵌合している。また、上記インナーロータ50は、その外周に歯溝54を形成するとともに、この歯溝54とアウターロータ49のロータ53との曲率半径を等しくしている。そして、このインナーロータ50の歯溝54の数は、アウターロータ49のロータ53の数よりも少なくし、インナーロータ50をアウターロータ49にかみ合わせたとき、第4図に示すように、インナーロータ50がアウターロータ49に対してeだけ偏心するようにしている。

上記のようにしたインナーロータ50は、その中心部分に内接ギヤ55を形成し、この内接ギヤ55に上記伝達軸46のギヤ47をかみ合わせている。このインナーロータ50の外側には連結板56を固定するとともに、この連結板56の外側にはスフェリカル軸受57を介してコネクティングロッド58の基端を

連結している。

上記コネクティングロッド58の先端は、後輪用制御弁 V_R のスプール59に連結しているが、このスプール59はバルブスリーブ60に摺動自在に内装している。また、このバルブスリーブ60は、上記制御ケース42に形成した弁孔61に摺動自在に内装している。

そして、上記制御ケース42に設けたサーボシリンダCのシリンダ部62にはピストン63を内装している。このようにしたピストン63には、その両側にピストンロッド64及び65を設けるとともに、この一方のピストンロッド64を、上記弁孔61側に突出させ、その突出端を上記バルブスリーブ60の一端に連結している。

上記後輪用制御弁 V_R の主要素を構成するバルブスリーブ60の外周には、第3図からも明らかなように、軸方向に伸びる供給溝66を形成している。そして、この供給溝66は、制御ケース42に形成した上流側ポート67を介して後輪用ポンプ P_R に連通するとともに、バルブスリーブ60の内周に

形成した第1、2環状溝68、69にも連通させている。さらに、このバルブスリーブ60の外周には、タンクポート70に常時通じるタンク通路71を形成している。このタンク通路71は、第1、2環状溝68、69との間に形成した第3環状溝72に連通させている。

また、同じく後輪用制御弁 V_R の主要素を構成するスプール59には、第1、2環状凹部73、74を形成しているが、この第1、2環状凹部73、74は、図示の中立位置にあるとき、この後輪用制御弁 V_R の下流側ポート75、76に連通するようにしている。この一方の下流側ポート75は、通路77を経由して第2位相切換弁78の一方の上流側ポート79に接続し、他方の下流側ポート76は連通路80を介して、サーボシリンダCの一方の圧力室81に連通している。そして、この一方の圧力室81とは反対側の圧力室82は、通路83を介して上記第2位相切換弁78の他方の上流側ポート84に接続している。

また、上記第1位相切換弁36の下流側ポート

85、86は、通路87、88を介して後輪用シリンダ89の圧力室90、91に連通しているが、この通路87、88にはオペレートチェック弁92、93を接続している。このようにした第1位相切換弁36は、図示のノーマル位置にあるとき、上流側ポート37と38を連通させる。したがって、第1位相切換弁36が上記ノーマル位置にあるときには、前輪用シリンダSの圧力室34が、上流側ポート37、38を介してロータリバルブ26の下流側ポート39に連通する。そして、第1位相切換弁36が図面左側位置である同相モード位置に切り換えると、その上流側ポート37と下流側ポート85、及び上流側ポート38と下流側ポート86とを連通させる。さらに、この第1位相切換弁36を図面右側位置である逆相モード位置に切り換えると、上流側ポート37と下流側ポート86、及び上流側ポート38と下流側ポート85とを連通させる。

上記第2位相切換弁78は、その下流側ポート94、95を、通路96、97を介して上記通路87、88に合流させている。そして、この第2位相切換弁78

が図示のノーマル位置にあるとき、その上流側ポート79、84を連通させるとともに、図面右側である速度対応モード位置に切り換えると、上流側ポート79と下流側ポート94、及び上流側ポート84と下流側ポート95とを連通させる。

しかして、ハンドル29を回転すると、それにもなつて入力軸25が回転するが、このときの換向抵抗がセクタギヤ41に作用しているので、ウォーム軸31が回転しない。したがって、入力軸25はトーションバー30をねじりながら回転し、ロータリバルブ26を切り換えるが、いま例えば上記ハンドルを左に切ったとすると、当該ロータリバルブ26が第1図右側位置に切り換わる。

そして、このとき上記第1、2位相切換弁36、78のいずれも図示のノーマル位置に保持していると、次の二輪操舵モードになる。

すなわち、ロータリバルブが右側位置に切り換えると、前輪用ポンプ P_L の吐出流体は、ロータリバルブの上流側ポート27及び下流側ポート35を経由して、ピストン32で区画された圧力室33に供

給される。そして、他方の圧力室34内の流体は、第1位相切換弁36の上流側ポート37、38→ロータリバルブの下流側ポート39→その上流側ポート28を経由してタンクTに戻されるので、ピストン32が第2図左方向に移動してセクタギヤ41を左方向に回動し、当該前輪を左に転舵する。

このように前輪用ポンプP₁の吐出流体は、ロータリバルブ26、前輪用シリンダS、第1位相切換弁36及びタンクTの範囲で循環するので、後輪用シリンダ89には、当該前輪用ポンプP₁の吐出流体が供給されない。また、ハンドル29を切れば、それにとまって後輪用制御弁V₂が切り換わるが、上記したように第2位相切換弁78をノーマル位置に保持しているため、後輪用ポンプP₂の吐出流体は、後輪用制御弁V₂、サーボシリンダC及びタンクTの範囲で循環する。そのためにこの後輪用ポンプP₂の吐出流体も、後輪用シリンダ89に供給されない。

したがって、両位相切換弁36、78をノーマル位置に保持しているときには、ハンドル29をどの方

向に切っても、前輪用シリンダSのみが動作し、後輪用シリンダ89が動作しない。つまり、この場合には二輪操舵モードとなり、前輪のみが転舵されるものである。

また、第1位相切換弁36を図面左側位置である同相モード位置に切り換え、第2位相切換弁78を図示のノーマル位置のままにすれば、前後輪が同一方向にしかも同一角度だけ転舵される。

例えば、ハンドル29を左に切ってロータリバルブ26を右側位置に切り換えると、前輪用ポンプP₁の吐出流体が上記のように前輪用シリンダSの一方の圧力室33に供給されるとともに、他方の圧力室34内の流体が押し出されて第1位相切換弁36の上流側ポート37に供給される。

このようにして上流側ポート37に供給された圧力流体は、その下流側ポート85及び通路87に形成したオペレートチェック弁92を押し開いて後輪用シリンダ89の一方の圧力室90に供給される。このとき通路88側のオペレートチェック弁93は、反対側の通路87側の圧力作用で開弁するので、後輪用

シリンダ89の他方の圧力室91の流体が、通路88→第1位相切換弁36の下流側ポート85→その上流側ポート38→ロータリバルブ26の下流側ポート39→その上流側ポート28を経由してタンクTに戻される。したがって、この後輪用シリンダ89のピストン99が右方向に移動し、当該後輪を前輪と同一方向である左方向に転舵する。

そして、上記前輪用シリンダSのピストン32が移動したときの圧力室33、34の容積変化と、後輪用シリンダ89のピストン99が移動したときの圧力室90、91の容積変化とが等しくなるように設定しているので、この場合には前輪と後輪との転舵角も等しくなる。

ただし、上記実施例では前輪用シリンダSと後輪用シリンダ89との圧力室の容積を等しくして、前後輪の転舵角を等しくするようにしたが、例えば、所定のリンク機構を介して舵角を調整して、前後輪の舵角を同じにするようにしてもよい。

なお、上記の状態でハンドル29を右に切れば、ロータリバルブ26が左側位置に切り換わり、当該

前輪を右方向に転舵するとともに、それにとまって後輪も右に転舵するものである。

また、第2位相切換弁78を図示のノーマル位置に保持したまま、第1位相切換弁36を図面右側位置である逆相モード位置に切り換えると、当該第1位相切換弁36より下流側の流路関係が逆になり、前後輪が逆方向に転舵されることになる。そして、このときにも前後輪の転舵角は等しくなるものである。

いずれにしても、第2位相切換弁78を図示のノーマル位置に保持しておけば、後輪用制御弁V₂がどのように切り換わっても、後輪用ポンプP₂の吐出流体が後輪用シリンダ89に供給されることがないので、後輪用ポンプP₂の吐出流体によって、後輪の転舵特性に影響を及ぼすことがない。換言すれば、第2位相切換弁78をノーマル位置にすれば、操舵モードは第1位相切換弁36によってのみ決められることになる。

また、第1位相切換弁36を図示のノーマル位置にしたまま、第2位相切換弁78のみを図示のノーマル位置に保持しておけば、前後輪の転舵角は等しくなる。

マル位置から車速対応モード位置に切り換えると、ハンドルの回転角に応じて、同相モードになったり逆相モードになったりする。

すなわち、上記のようにハンドル29を左に切つてピストン32を移動すると、それにともなうウォーム軸31も回転するので、その回転力がピニオン43を介して内接ギヤ44に伝達され、当該内接ギヤ44を回転する。そして、ウォーム軸31の回転力が内接ギヤ44に伝達される過程で減速されるとともに、この内接ギヤ44の回転力が伝達軸46を介してトロコイドギヤ機構gのインナーロータ50に伝達される。

インナーロータ50に回転力が伝達されると、当該インナーロータ50は、自転しながら公転するが、例えば、インナーロータが第4図矢印98方向である左方向に自転したとすると、その公転方向は反対側である右方向になる。したがって、このときのインナーロータ50の中心部分O₁の移動軌跡は次のようになる。

すなわち、第4図に示す縦軸方向をYとし、横

軸方向をXとするとともに、ハンドルを中立位置に保持したときのインナーロータの中心O₁が、アウターロータ49の中心O₂に対して、-Y方向にeだけ偏心しているとすると、上記中心O₁の移動軌跡は、第5図の曲線aで示すとおりになる。つまり、ウォーム軸31の初期の回転時、換言すれば、その回転角が小さいときに、中心O₁はX軸の負の方向に移行するが、その回転角が大きくなって、当該移動軌跡がX軸を越えると、このX軸を基準にした移行方向が正の方向に逆転する。さらにウォーム軸31の回転角が大きくなると、当該中心O₁はY軸を越えてX軸の正の方向に移行する。

そして、このインナーロータ50の中心O₁には、スフェリカル軸受57を介してコネクティングロッド65を連結しているのので、上記中心O₁のX軸方向の移動は、このコネクティングロッドの往復運動に変換されて後輪用制御弁V_Rのスプール59に伝達される。

したがって、上記のようにハンドル29の操舵角

に応じて、当該スプール59が、上記X軸の正の方向に切り換わるか、あるいは負の方向に切り換わる。

そして、ハンドルを左方向に小さく回したときには、コネクティングロッド65が第2図上方に引き上げられるので、スプール59も上方に移動し、当該後輪用制御弁V_Rが第1図左側位置に切り換わる。後輪用制御弁V_Rがこの左側位置に切り換わると、後輪用ポンプP₂の吐出流体が、当該制御弁V_Rの上流側ポート67→その下流側ポート75→第2位相切換弁78の上流側ポート79→その下流側ポート94→通路97→通路88→オペレートチェック弁93を経由して後輪用シリンダ89の圧力室91に供給される。

そして、このとき通路88側の圧力作用で反対側の通路87に設けたオペレートチェック弁92を開弁するので、後輪用シリンダ89の反対側の圧力室90の流体は、通路88→通路96→第2位相切換弁78の下流側ポート95→その上流側ポート84→通路83を経由してサーボシリンダCの圧力室82に供給され

る。また、このサーボシリンダCの一方の圧力室81内の流体は、後輪用制御弁V_Rの下流側ポート76及び上流側ポート70を経由してタンクTに戻される。

そこで、このサーボシリンダCのピストン53が第2図上方に移動し、スリーブ60を第2図上方に押上げるので、このスリーブ60とスプール59との相対関係が図示の中立状態に戻された時点で、上記ピストン53が停止する。

このようにスリーブとスプールとの相対関係が上記中立状態に戻ると、後輪用ポンプP₂の吐出流体が、タンクTに戻されるので、後輪用シリンダに圧力流体が供給されず、当該後輪用シリンダはオペレートチェック弁92、93の作用でその移動位置を保持する。

そして、上記の状態からハンドルをさらに回転して、その回転角を大きくしていくと、トロコイドギヤ機構gのインナーロータ50の中心O₁の移行方向が逆転し、X軸の正の方向に移行する。したがって、このときにはコネクティングロッド65

が下降し、スプール59を下側に移動して当該後輪用制御弁 V_R を第1図右側位置に切り換える。

このように後輪用制御弁が右側位置に切り換えると、後輪用ポンプ P_2 の吐出流体が、上流側ポート67及び下流側ポート76を経由してサーボシリンダCの一方の圧力室81に供給される。そして、このときの他方の圧力室82の流体は、通路83側に押し出されるとともに、第2位相切換弁78の上流側ポート84→その下流側ポート95→通路96→通路87のオペレートチェック弁92を経由して後輪用シリンダ89の圧力室90に供給される。

そして、このとき通路87の圧力作用で、それとは反対側の通路88に設けたオペレートチェック弁93が開弁するので、後輪用シリンダ89の圧力室91の流体が、通路88→通路97→第2位相切換弁78の下流側ポート94→その上流側ポート79→後輪用制御弁 V_R の下流側ポート75→その上流側ポート70を経由してタンクTに戻される。

したがって、この実施例によれば、ハンドルの回転角が小さいとき、すなわちハンドルを大きく

切ることがない中高速走行時には、前後輪を同一方向に転舵して、その操安性を向上させることができる。一方、ハンドルを大きく切る低速走行時には、前後輪が逆方向に転舵され、その小回り性を維持することができる。

そして、インナーロータ50に対するコネクティングロッド65の連結位置を変化させることによって、その連結部分が描く移動軌跡を相違させることができるが、その状況を示したのが第5図の曲線b、cである。つまり、曲線bは、コネクティングロッド65を、第5図に示す P_1 位置に連結し、アウターロータ49の中心O。に対して e_1 だけ偏心させたときの移動軌跡である。曲線cは、 P_2 位置にコネクティングロッド65を連結して e_2 だけ偏心させたときの移動軌跡である。したがって、当該車両の特徴等を考慮してインナーロータ50に対するコネクティングロッド65の連結位置を調整すれば、好みのステアリング特性を選択することができる。

なお、第6図はハンドルの操舵角に対する後輪

用制御弁 V_R の変位置の関係を示したグラフであり、第7図はハンドルの操舵角と後輪の転舵角との関係を示したグラフである。

上記したことから明らかなように、この実施例によれば、第1、2位相切換弁36、78をノーマル位置に保持したときは、前輪のみ転舵可能にする二輪操舵モードとなる。

また、第2位相切換弁78をノーマル位置に保持したまま、第1位相切換弁36だけを同相あるいは逆相モード位置に切り換えると、その切り換えモードに応じて、前後輪が逆相又は同相に切り換わるが、そのときの前後輪の転舵角はたがいに等しくなる。

さらに、第1位相切換弁36をノーマル位置に保持したままにして、第2位相切換弁78のみを切り換えれば、ハンドルの回転角に応じて、前後輪が同一方向に転舵されたり、逆方向に転舵されたりするものである。

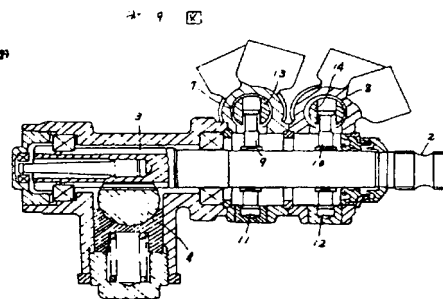
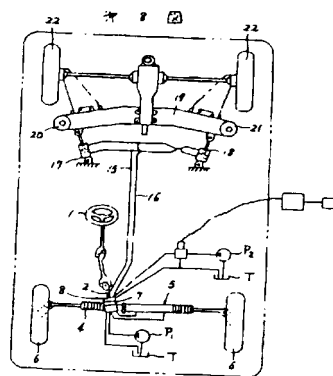
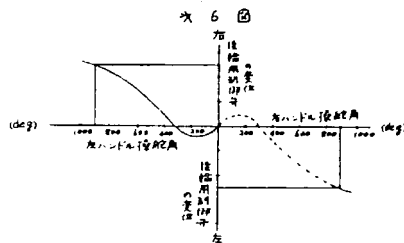
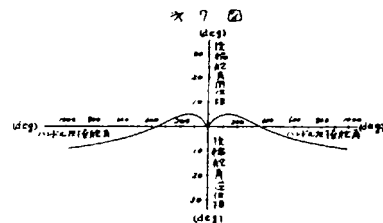
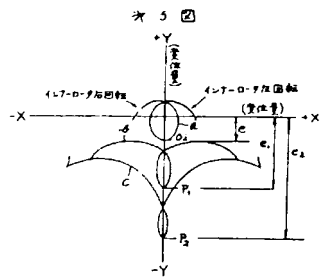
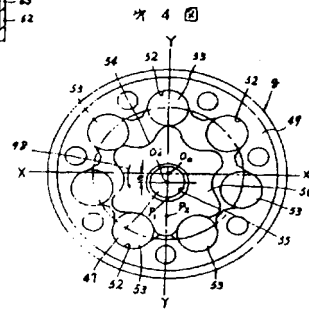
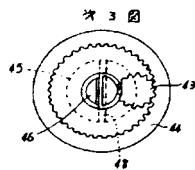
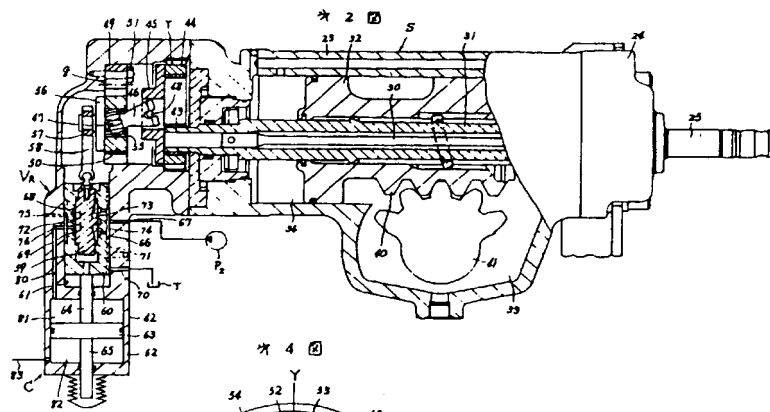
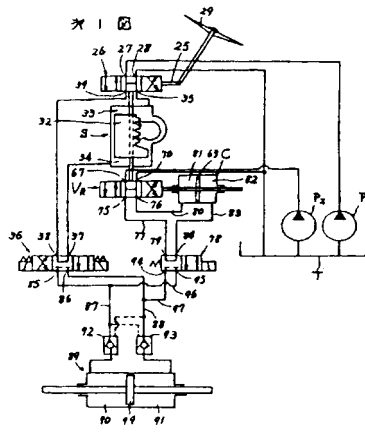
4 図面の簡単な説明

図面第1～7図はこの発明の実施例を示すもの

で、第1図は回路図、第2図は当該装置の要部の断面図、第3図は減速機構の内接ギヤを内側から見た状態の図、第4図はトロコイドギヤ機構の側面図、第5図はインナーロータに対するコネクティングロッドの連結部の移動軌跡を示す図、第6図はハンドルの操舵角に対する後輪用制御弁 V_R の変位置の関係を示したグラフ、第7図はハンドルの操舵角と後輪の転舵角との関係を示したグラフ、第8、9図は従来の装置を示すもので、第8図は機構図、第9図は要部の断面図である。

25…入力軸、26…ロータリバルブ、29…ハンドル、32…トーションバー、31…ウォーム軸、32…ピストン、36…第1位相切換弁、40…ギヤ、41…セクタギヤ、45…出力軸、46…伝達軸、r…減速機構、g…トロコイドギヤ機構、49…アウターロータ、50…インナーロータ、58…コネクティングロッド、 V_R …後輪用制御弁、59…スプール、78…第2位相切換弁。

代理人弁理士 嶋 宣之



手続料 1000 円 (自発)

昭和62年12月1日

特許庁長官 小川邦夫 殿

1 事件の表示

昭和62年特許願第269933号

2 発明の名称

四輪操舵装置

3 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住所 東京都港区浜松町二丁目4番1号

世界貿易センタービル

名称 (092) カヤバ工業株式会社

代表者 田部 健

4 代理人 〒150 ☎ (409)5040

住所 東京都渋谷区渋谷3-28-15

第5野口ビル301

氏名 (7616) 井理士 嶋 宣之



5 補正の対象

明細書の発明の詳細な説明の欄および図面の簡単な説明の欄。

6 補正の内容

別紙のとおり。



(1) 明細書第2頁第17行と18行の間に下記を挿入する。

記

3 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明は、ハンドルの舵角に応じて、前後輪を同相モードで切り換えたり、あるいは逆相モードで切り換えたりする四輪操舵装置に関する。

以上

(2) 同書第30頁第13行の「32…トーションバー」を「30…トーションバー」と補正する。